

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されて
いる事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed
with this Office.

出願年月日
Date of Application: 2002年10月 2日

出願番号
Application Number: 特願2002-289663

パリ条約による外国への出願
に用いる優先権の主張の基礎
となる出願の国コードと出願
番号
The country code and number
of your priority application,
to be used for filing abroad
under the Paris Convention, is

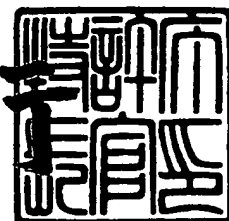
J P 2002-289663

出願人
Applicant(s): 三菱電機株式会社
独立行政法人航空宇宙技術研究所

2010年10月21日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

岩井良行



出証番号 出証特2010-3034514

【書類名】 特許願

【整理番号】 541258JP01

【提出日】 平成14年10月 2日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F24F 1/00

【発明者】

【住所又は居所】 東京都千代田区丸の内二丁目 2 番 3 号 三菱電機株式会社内

【氏名】 山下 浩司

【発明者】

【住所又は居所】 東京都千代田区丸の内二丁目 2 番 3 号 三菱電機株式会社内

【氏名】 内田 毅

【発明者】

【住所又は居所】 東京都調布市深大寺東町 7 丁目 4 4 番地 1 独立行政法人 航空宇宙技術研究所内

【氏名】 石井 達哉

【発明者】

【住所又は居所】 東京都調布市深大寺東町 7 丁目 4 4 番地 1 独立行政法人 航空宇宙技術研究所内

【氏名】 武田 克巳

【発明者】

【住所又は居所】 東京都調布市深大寺東町 7 丁目 4 4 番地 1 独立行政法人 航空宇宙技術研究所内

【氏名】 生沼 秀司

【発明者】

【住所又は居所】 東京都調布市深大寺東町 7 丁目 4 4 番地 1 独立行政法人 航空宇宙技術研究所内

【氏名】 長井 健一郎

【特許出願人】

【持分】 090/100
【識別番号】 000006013
【氏名又は名称】 三菱電機株式会社

【特許出願人】

【持分】 010/100
【識別番号】 501137577
【氏名又は名称】 独立行政法人 航空宇宙技術研究所

【代理人】

【識別番号】 100099461
【弁理士】
【氏名又は名称】 溝井 章司

【選任した代理人】

【識別番号】 100111497
【弁理士】
【氏名又は名称】 波田 啓子

【選任した代理人】

【識別番号】 100111800
【弁理士】
【氏名又は名称】 竹内 三明

【選任した代理人】

【識別番号】 100114878
【弁理士】
【氏名又は名称】 山地 博人

【選任した代理人】

【識別番号】 100118810
【弁理士】
【氏名又は名称】 小原 寿美子

【選任した代理人】

【識別番号】 100119035

【弁理士】

【氏名又は名称】 池上 徹真

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 056177

【納付金額】 18,900円

【その他】 国以外のすべての者の持分の割合 0 9 0 / 1 0 0

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0108543

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 空気調和装置及び送風装置及び機器の騒音低減方法

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 空気と冷凍サイクルの冷媒との間で熱交換を行う熱交換器と、
この熱交換器に送風を行う送風装置と、
この送風装置が設置され、音波が伝搬する風路と、
前記送風装置の吹出側と吸込側との圧力差により、前記風路に噴流を吹き出す、又は前記風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、
を備えたことを特徴とする空気調和装置。

【請求項 2】 前記送風装置の吸込側と吹出側とが固体壁により区画され、前記複数の小孔を前記固体壁に設けたことを特徴とする請求項 1 に記載の空気調和装置。

【請求項 3】 天井カセット形の空気調和装置であって、前記複数の小孔を化粧パネルに設けたことを特徴とする請求項 2 に記載の空気調和装置。

【請求項 4】 天井カセット形の空気調和装置であって、前記複数の小孔を前記送風装置のガイド部に設けたことを特徴とする請求項 2 に記載の空気調和装置。

【請求項 5】 送風装置と熱交換器を設けた第一の風路と、
前記送風装置の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風装置の吸込側の何れかの位置の壁面の少なくとも何れか一方に設けられた複数の小孔と、
前記複数の小孔同士、又は前記複数の小孔とこの小孔が設けられた前記送風装置の吸込側又は吹出側とは反対側とを連通させる第二の風路と、
を備えたことを特徴とする請求項 1 に記載の空気調和装置。

【請求項 6】 前記複数の小孔を前記送風装置に近接した位置に設けたことを特徴とする請求項 5 に記載の空気調和装置。

【請求項 7】 前記第二の風路を前記第一の風路の外側に設けたことを特徴とする請求項 5 に記載の空気調和装置。

【請求項 8】 前記第二の風路を前記第一の風路の内側に設けたことを特徴

とする請求項 5 に記載の空気調和装置。

【請求項 9】 空調室外機であって、筐体内に圧縮機も内蔵し、圧縮機からの音波も風路内を伝搬することを特徴とする請求項 5 に記載の空気調和装置。

【請求項 1 0】 前記小孔の直径を 1 0 mm 以下としたことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 又は請求項 5 に記載の空気調和装置。

【請求項 1 1】 前記小孔の風路壁面の断面積に対する小孔の合計断面積の比である開口率を 1 0 % 以下としたことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 又は請求項 5 に記載の空気調和装置。

【請求項 1 2】 送風を行う送風翼と、
この送風翼が設置され、音波が伝搬する風路と、
前記送風翼の吹出側と吸込側との圧力差により、前記風路に噴流を吹き出す、
又は前記風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、
を備えたことを特徴とする送風装置。

【請求項 1 3】 送風翼を設けた第一の風路と、
前記送風翼の吹出側の何れかの位置の壁面及び前記送風翼の吸込側の何れかの位置の壁面の少なくとも何れか一方に設けられた複数の小孔と、
前記複数の小孔同士、又は前記複数の小孔とこの小孔が設けられた前記送風翼の吸込側又は吹出側とは反対側とを連通させる第二の風路と、
を備えたことを特徴とする請求項 1 2 に記載の送風装置。

【請求項 1 4】 前記複数の小孔を前記送風翼に近接した位置に設けたことを特徴とする請求項 1 3 に記載の送風装置。

【請求項 1 5】 前記第二の風路を前記第一の風路の外側に設けたことを特徴とする請求項 1 3 に記載の送風装置。

【請求項 1 6】 前記第二の風路を前記第一の風路の内側に設けたことを特徴とする請求項 1 3 に記載の送風装置。

【請求項 1 7】 送風を行う送風翼と、
この送風翼が設けられ、送風翼の吹出側から風路出口までの距離が十分長い風路と、
前記送風翼の吹出側の近傍の壁面に設けられた複数の小孔と、

を備えたことを特徴とする送風装置。

【請求項 1 8】 送風を行う送風翼と、

この送風翼が設けられ、送風翼の吸込口から風路入口までの距離が十分長い風路と、

前記送風翼の吸込側の近傍の壁面に設けられた複数の小孔と、
を備えたことを特徴とする送風装置。

【請求項 1 9】 前記小孔の直径を 1 0 mm 以下としたことを特徴とする請求項 1 3 又は請求項 1 7 又は請求項 1 8 に記載の送風装置。

【請求項 2 0】 前記小孔の風路壁面の断面積に対する小孔の合計断面積の比である開口率を 1 0 % 以下としたことを特徴とする請求項 1 3 又は請求項 1 7 又は請求項 1 8 に記載の送風装置。

【請求項 2 1】 風路に送風を行う送風装置が設置された機器において、前記送風装置の吹出側と吸込側との圧力差、又は前記送風装置の吹出側もしくは吸込側と風路外との圧力差により、複数の小孔から前記風路に噴流を吹き出す、又は前記風路から噴流を吸い込むことを特徴とする機器の騒音低減方法。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

この発明は、室内を空気調和する空気調和装置の騒音低減、室内や室外に送風する送風装置の騒音低減、及び一般的な機器の騒音低減方法に関するものである。機器の代表的な例として、空気調和装置及び送風装置を例に挙げて説明する。

【0 0 0 2】

【従来の技術】

従来の空気調和装置の騒音低減方法においては、送風ダクト内に吸音材を貼る方法、共鳴を利用する方法等が知られている。

【0 0 0 3】

送風ダクト内に吸音材を貼る方法では、送風機の吸引作用によって、送風ダクト内に吸込空気が搬送されるが、その際、送風機にて発生した騒音も送風ダクト内に放射される。騒音は、様々な周波数の音波の集まりであり、音波は送風ダク

ト内をダクト壁にて反射しながら進んでいく。吸音材はその内部に多くの気泡を持つ構造になっており、音波が送風ダクト内を進むうちに吸音材の中にも入り込み、音波は吸音材の内部の気泡の作用により乱反射を起こして、音波の持つエネルギーが熱エネルギーに変わり、エネルギーレベルが低下、即ち騒音レベルが低下する。これが吸音材による騒音低減のメカニズムである。

【0 0 0 4】

しかし、吸音材の内部で乱反射を起こすのは波長の短い音波であるため、一般的に 1 k H z 以上の高周波数においてのみ、高い吸音効果を発揮する。

【0 0 0 5】

また、共鳴を利用する方法の一例であるヘルムホルツの共鳴器も代表的な騒音低減方法である。ヘルムホルツの共鳴器は送風ダクト内に開口部を持ち、内部に空間を持つ構造となっている。このような構造にすると、送風ダクト内を伝播されてきた音波がヘルムホルツの共鳴器の中に入り込み、そこで共鳴を起こす。共鳴を起こさせることで、音波のエネルギーが熱エネルギーに変化し、騒音レベルが低下する。

【0 0 0 6】

ヘルムホルツの共鳴器は、共鳴という原理の性質上、その入口や内部の寸法によって共鳴させる音波の波長が決まってしまう、また共鳴周波数近辺の周波数を持った音波しか騒音レベルを減らすことができない。

【0 0 0 7】

また、共鳴を利用する方法の他の例として、ダクト内面に多孔板を露出させその背後に背後層を持った孔空吸音板による騒音低減方法がある。この方法は、孔空板と背後層で構成された共鳴器にて音波を共鳴させて騒音を低減させる方法で、上記ヘルムホルツの共鳴器と原理及び効果は同じである。

【0 0 0 8】

孔空吸音板による方法は、孔空板の径、背後層厚さ、開口率、板厚によって吸音すべき音の周波数が決まるため、その設計の仕方によっては低周波数の音も低減できるが、そのためには巨大な背後層が必要となり、多大な設置スペースを必要とする。

【0 0 0 9】

また、特開平 7 - 2 4 7 9 0 5 号公報には、多孔板を通じて風路に空気を供給する形態が示されているが、これは供給空気によって風路内の空気の温度を下げて多孔板と背後層にて音波を共鳴させて騒音を低減させるものであり、本発明とは全く原理、作用、効果が異なるものである。

【0 0 1 0】

また、特開平 8 - 1 4 3 1 4 9 号公報には、排気孔に多孔質の通気抵抗部材を付けその多孔質通気抵抗部材を通して排気する形態が示されているが、これは流体の噴出する面積を広げて流体の速度を落としその分流体の噴出音を低減しようとするもので、これも本発明とは全く原理、作用、効果が異なるものである。

【0 0 1 1】

【特許文献 1】

特開平 7 - 2 4 7 9 0 5 号公報

【特許文献 2】

特開平 8 - 1 4 3 1 4 9 号公報

【0 0 1 2】

【発明が解決しようとする課題】

従来の空気調和装置の騒音低減方法は、以上のように構成されているため、主に 1 k H z 以上の高周波数域での騒音レベルしか低減することができず、空気調和装置において最も低減すべき数百 H z 以下の低周波数域において騒音低減効果が期待できないという問題点があった。

【0 0 1 3】

また、共鳴を利用する方法で低周波数域の騒音レベルを低下できるものでも、騒音低減効果のある周波数帯が狭く、インバータや印加電圧等によって送風機の回転数が変化した場合に、一部の回転数域でしか騒音低減効果が期待できないという問題点があった。

【0 0 1 4】

また、低周波数域での騒音レベルを低下させるためには、多くのスペースを必要とするため、大きさの限られた空気調和装置には使用できないという問題点が

あった。

【0 0 1 5】

また、送風翼もしくは送風装置から発生する音は、吹出側と吸込側の両方向に伝播するため、この両方向の騒音を低減するためには、それぞれに別々の騒音低減機構を設けなければならず、構造が複雑になりしかも設置スペースも大きくなってしまうという問題点があった。

【0 0 1 6】

また、送風翼もしくは送風装置の回転数が変化した時に、その回転数に合わせて低減すべき周波数域や音圧レベルを変化させるためには、別の音源と制御機構が必要であり、かつ高価なシステムになってしまうという問題点があった。

【0 0 1 7】

この発明は、以上のような問題点を解決するためになされたもので、数百Hz以下の低周波数域において十分な騒音低減効果が得られる空気調和装置及び送風装置及び機器の騒音低減方法及び騒音低減方法を得ることを目的とする。

【0 0 1 8】

また、この発明は、広い周波数域に渡って低周波数音を低減できる騒音低減方法を得ることを目的としている。

【0 0 1 9】

また、あまり大きなスペースを必要としない騒音低減方法を得ることを目的としている。

【0 0 2 0】

また、一つの騒音低減方法で、送風翼もしくは送風装置の吹出側と吸込側の両方向の騒音を低減させることで、構造が簡単でかつ小さな設置スペースの騒音低減方法を得ることを目的としている。

【0 0 2 1】

また、送風翼や送風装置の前後差圧を駆動源にすることで、送風翼もしくは送風装置の回転数が変化した時に、その回転数に合わせて騒音低減効果のある周波数域や音圧レベルが自動的に変化するように構成し、安価なシステムを得ることを目的としている。

【 0 0 2 2 】**【課題を解決するための手段】**

この発明に係る空気調和装置は、空気と冷凍サイクルの冷媒との間で熱交換を行う熱交換器と、この熱交換器に送風を行う送風装置と、この送風装置が設置され、音波が伝搬する風路と、送風装置の吹出側と吸込側との圧力差により、風路に噴流を吹き出す、又は風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、を備えたことを特徴とする。

【 0 0 2 3 】**【発明の実施の形態】**

以下、この発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

実施の形態 1 .

図 1 は実施の形態 1 を示す図で、図 1 (a) は空気調和装置の騒音低減方法の構成図、図 1 (b) は小孔付近の拡大図である。図において、空気調和装置は天井カセット形の室内機である。筐体 3 の内部には、送風機 1 、熱交換器 2 が配置されている。吸込口から吸い込まれる吸込空気 5 は、フィルター 8 、ガイド部 4 を通過し送風機 1 の吸込側へ導かれる。送風機 1 から吹出される吹出空気 6 は、ルーバー 7 により吹出方向が変えられる。小孔 9 が吹出口から吸込口に連通するように化粧パネルに設けられている。

【 0 0 2 4 】

上記のように構成された空気調和装置において、装置の運転動作を開始すると、送風機 1 の誘引作用により吸込口から筐体 3 内に吸い込まれた吸込空気 5 はフィルター 8 を通じて熱交換器 2 へ送り込まれ、暖房運転時は加熱、冷房運転時は冷却された後、吹出空気 6 として筐体 3 より室内に吹き出される。

【 0 0 2 5 】

この時、送風機 1 はその吸込側の空気を吹出側に送出する働きをしているため、送風機 1 の吹出側においては空気が圧縮され、吸込側に対して圧力が高くなっている。即ち、送風機の吸込側の空気と吹出側の空気との間には圧力差がついている。そして、この圧力差は送風機の回転数が大きくなると増加し、回転数が小さくなると減少する。

【 0 0 2 6 】

また、一方、この際、送風機 1 を駆動するモータから発生するモータ音、送風機 1 の回転翼が空気を切る風切り音や翼の後流と別の翼が干渉して起こる干渉音、空気が風路や熱交換器 2 を通過することによる気流擦過音や管路群から発生する円柱群発生音や突起物から発生するエッジトーン、吹出口から空気が吹き出すことによる噴流音等の様々な発生メカニズムの異なる騒音が発生する。そして、それら騒音は、その発生メカニズムにより中心周波数や音の種類（連続音、断続音、広い周波数帯域に渡る音、狭い周波数帯域の音等）が異なる。

【 0 0 2 7 】

そこで、一般的に、空気調和装置の風路の各部位の設計を見直すことで騒音低減を図る。すなわち、風路にエッジトーンを発生するような突起部をなくす、あるいは送風機の翼構造を見直し風切り音や干渉音を低減させる等である。

【 0 0 2 8 】

そして、実際に発生する音を無限に小さくすることはできないため、更なる低騒音化を図る場合は、吸音材を用いたり、共鳴器を用いたりする。しかし、吸音材による方法は主に 1 k H z 以上の高周波数域しか大きな吸音効果が期待できないし、また共鳴による方法は狭い周波数域においてしか消音効果を期待できず、かつ共鳴周波数を希望通りの周波数に設定するためには多大なスペース（背後層）を必要とする。

【 0 0 2 9 】

なお、騒音とは、様々な周波数の音波の集まりであり、音波は空気等の媒体の圧力分布（疎密状態）を持った疎密波である。従って、音波が伝播する場では、媒体の圧力は定常圧力に対してプラス側及びマイナス側に周期的に変動している。この圧力変動幅は音圧と呼ばれ音の大きさを表している。

【 0 0 3 0 】

一方、小孔からある程度の風速を持った空気を吹き出すと、その噴流が騒音を低減させる効果を持つことが最近の研究によって明らかになってきた。その騒音低減メカニズムには諸説があり、完全には解明されていないが、1979年に発行されたJournal of Fluid Mechanicsの209頁から229頁にM.S.HOWEが記載

した「Attenuation of sound in a low Mach number nozzle flow」には、噴流のエネルギーの一部が渦の生成エネルギーに使われることについて記されている。次に、この現象を基に、渦による騒音低減のメカニズムについて図 2 ～図 4 によって説明する。

【0 0 3 1】

孔空板の両端に圧力差をつけると、圧力差に応じて孔内部を通る縮流が形成される（図 2）。この時、HOWE の論文によれば、縮流の下流側では周囲空気とのせん断作用によって縮流の持つエネルギーの一部が渦のエネルギーに変換され、渦が生成される。このせん断作用は縮流の速度と周囲空気の速度との差が大きいほど大きくなる。生成された渦は、縮流によって押し流されて孔空部から離れてゆき、その移動過程において、周囲空気とのせん断や摩擦により、熱エネルギー、すなわち周囲空気の温度上昇、と圧力のエネルギー、すなわち周囲空気への音の放出、に変換されて最後は散逸する。すなわち、縮流近傍においては、この渦の生成と散逸が連続的に繰り返されており、孔空部周囲は縮流と渦を含む脈動する空間となっている。孔空部での縮流によって形成される渦の寸法は孔直径 d に依存し、渦によって発生する音の周波数 f は、縮流の速度を U と置くと、

【0 0 3 2】

【数 1】

$$f \propto U/d$$

【0 0 3 3】

となり、渦が生成される周期は $1/f$ となる。

【0 0 3 4】

ここで、縮流近傍に波長 λ が孔の直径よりも十分大きい ($\lambda \gg d$) 音波が入射することを考える。先に述べた通り、音波が伝播する場では媒体の圧力は定常圧力に対して音圧分プラス側及びマイナス側に周期的に変動している。そこで、縮流近傍にこの音波の高圧成分或いは低圧成分が入射したとすると、図 3 に示すように渦が生成される瞬間に孔の上流側及び下流側の定常圧力は上昇あるいは下

降する。

【0 0 3 5】

音波の高圧成分が入射し定常音圧が上昇する場合（図 3（1））、孔空部の両側の圧力変化量は同じであり孔空部前後の圧力差は不変であるが、圧力が上昇した分定常密度 ρ が上昇する。縮流の定常速度 U は、孔空部の両側の圧力を P_1 、 P_2 とすると、ベルヌーイの定理より、

【0 0 3 6】

【数 2】

$$U \propto \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\rho}}$$

【0 0 3 7】

で表され、定常密度 ρ が上昇すると縮流の定常速度 U は低下する。従って、定常音圧が上昇すなわち圧力変動 $\Delta P > 0$ の時、定常速度が低下すなわち速度変動 $\Delta U < 0$ となる。

【0 0 3 8】

反対に、音圧の低圧成分が入射し定常音圧が下降する場合（図 3（2））、同様に、圧力差が不変で定常密度が低下するため、縮流の速度が増す。従って、定常音圧が下降すなわち圧力変動 $\Delta P < 0$ の時、定常速度が増加すなわち速度変動 $\Delta U > 0$ となる。

【0 0 3 9】

孔空部近傍の空間内力学的エネルギー E は、ニュートンの第二法則より、圧力変動 ΔP と速度変動 ΔU の積を一周期積分したもの、すなわち、

【0 0 4 0】

【数 3】

$$E = \int (\Delta P \cdot \Delta U) \cdot dt$$

【0041】

で与えられる。従って、先に述べた通り、 $\Delta P > 0$ の時 $\Delta U < 0$ 、 $\Delta P < 0$ の時 $\Delta U > 0$ であり、力学的エネルギーEは常に負となる（図4）。力学的エネルギーが負になるということは、音のエネルギーが散逸し、音響エネルギーが減少すなわち騒音が低減することを意味する。

【0042】

そして、この原理に基づく騒音低減効果は、圧力の変動周期が縮流による渦の生成速度よりも十分に遅いことが前提となり、特に低周波数域においてより効果が大きくなる。

【0043】

図5は、本発明による騒音低減方法の効果を確認した実験結果であり、騒音の伝播する流路に孔空板を設置し、孔空板の孔空部を通して流路内に噴流を流入させ、騒音の周波数、噴流の流速を変化させて、噴流がない場合に対する騒音低減量を測定したものである。図5において、横軸は騒音の周波数、縦軸は騒音低減量を示しており、図5（1）が音波の伝播する場に対して噴流を吹出した場合、図5（2）が噴流を吸込んだ場合の実験結果である。また、図中に示している噴流の流速は、流速1<流速2<流速3<流速4、という関係になっている。

【0044】

これより、1kHz以下の低周波数域において十分な騒音低減効果が得られており、かつ噴流の流速が大きい方が騒音低減効果が大きいことが分かる。また、音波が伝播する流体に対して噴流を吹出させても、音波が伝播する流体から流体を外部に吸引させても、同様の消音効果があることが分かる。

【0045】

また、孔空部の孔径はより小さい方が望ましいことも、別の実験より明らかになっている。

【0046】

そこで、図1に示す空気調和装置のように、送風機1の吹出側のいずれかの位置と吸込側のいずれかの位置とが固体壁を介して隣接する構造となっている場合、その固体壁の一部に小孔9を空けることで、先に述べたベルヌーイの定理によ

り、送風機 1 の吹出側から吸込側に小孔 9 を通って圧力差に応じた流れが自然と形成される。この時、送風機 1 の吹出側は小孔 9 への空気の吸込側、送風機 1 の吸込側は小孔 9 からの空気の吹出側になるため、先に述べた通り、この双方において空気内を伝播している騒音の低減効果を得ることができる。

【 0 0 4 7 】

なお、この騒音低減方法において、小孔 9 を空ける位置は、送風機 1 の吹出風路のいずれかの位置と吸込風路のいずれかの位置とを仕切っている壁面であればどこでもよく、図 6 のように空気調和機内の送風機 1 の吹出側と吸込側を仕切っている別の固体壁、例えばガイド部 4 に小孔 9 を空けた構造としても同様の効果を奏する。

【 0 0 4 8 】

なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率（一定風路壁面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、開口率は小さい方が望ましい。また、小孔の開口率が大きくなるとバイパスされる風量が大きくなり、損失が大きくなる。その意味からも、開口率は小さい方が望ましい。これらのことから、小孔の開口率は 1 %、2 % といった小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は 1 0 % 以下程度までは許容できると考えられる。

【 0 0 4 9 】

また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり角度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は 1 mm、2 mm といった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は 1 0 mm 以下程度までは許容できると考えられる

【0 0 5 0】

実施の形態 2.

図 7 は実施の形態 2 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法の構成図である。図において、空気調和装置は天井ビルトイン形の室内機である。筐体 3 の内部には、送風機 1、熱交換器 2 が配置されている。吸込口から吸込空気 5 が吸い込まれ、吹出口から吹出空気 6 が吹出される。接続ダクト 1 1 が筐体 3 の外側に設置され、接続ダクト 1 1 の送風機 1 の吸込側、及び吹出側に小孔 9 が設けられている。

【0 0 5 1】

上記のように構成された空気調和装置において、装置の運転動作を開始すると、送風機 1 の誘引作用により吸込口から筐体 3 内に吸い込まれた吸込空気 5 は熱交換器 2 へ送り込まれ、暖房運転時は加熱、冷房運転時は冷却された後、吹出空気 6 として筐体 3 より室内に吹き出される。

【0 0 5 2】

なお、送風機 1 の吹出側と吸込側での圧力の高低関係、送風機回転数と圧力の関係、筐体内での発生騒音の種類、音波と疎密波の関係、噴流の性質等については、実施の形態 1 にて説明済みであり、説明を省略する。

【0 0 5 3】

図 7 に示す空気調和装置においては、実施の形態 1 で示した図 1 とは異なり送風機 1 の吹出側のいずれかの位置と吸込側のいずれかの位置とが固体壁を介して隣接する構造とはなっていない。そこで、図 7 に示す様に、送風機 1 の吹出側のいずれかの位置の壁面及び吸込側のいずれかの位置の壁面に小孔 9 を空けた板を設置し、その間を接続ダクト 1 1 で接続する。

【0 0 5 4】

このようにすることで、送風機 1 が作り出す圧力差に応じて、接続ダクト 1 1 内を、送風機 1 の吹出側から送風機 1 の吸込側に向かって空気が流れるようになる。すると、実施の形態 1 において述べたメカニズムによって、小孔 9 への空気の吸込側及び小孔 9 からの空気の吹出側、即ち送風機 1 の吹出側及び吸込側、の

双方において空気内を伝播している騒音の低減効果を得ることができる。

【0055】

なお、この騒音低減方法において、小孔9を空ける位置及び接続ダクト11を設置する位置は、送風機1の吹出風路側及び吸込風路側であればどこでもよく、図7のように既存の筐体3の外側に設置しても良いし、図8や図9のように既存の筐体3の内部に設置してもよい。この場合は、送風機により近い分圧力差が大きいため騒音低減効果が大きく（図9の構成が最も効果が大きい）、また、小孔9及び接続ダクト11を筐体3の内部に入れこんで製造ができるため、製造がし易くかつコストも安価になる効果がある。

【0056】

また、ここでは、筐体が天井ビルトイン形の空調室内機である場合を例に説明を行ったが、これに限るわけではなく、図10のように空調室外機に取り付けても同様の効果を奏する。なお、この場合は、筐体3内に送風機の他に冷媒を圧縮する圧縮機も内蔵されており、騒音源となっているが、本発明の騒音低減方法においては、音波の周波数が同じであれば、音源の音の種類によらず同様の騒音低減効果を奏するのは、実施の形態1にて説明した騒音低減メカニズムから明らかである。

【0057】

なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率（一定風路壁面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、開口率は小さい方が望ましい。また、小孔の開口率が大きくなるとバイパスされる風量が大きくなり、損失が大きくなる。その意味からも、開口率は小さい方が望ましい。これらのことから、小孔の開口率は1%、2%といった小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は10%以下程度までは許容できると考えられる。

【0058】

また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風

機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり確度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は 1 mm、2 mm といった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は 1 0 mm 以下程度までは許容できると考えられる。

【0 0 5 9】

上述の実施の形態では、接続ダクト 1 1 の両端部に小孔 9 を設けたことを示したが、何れか一方のみに小孔 9 を設けてもよい。

【0 0 6 0】

また、ここでは送風機 1 により空気を流通させる場合を例に説明を行ったが、その他の媒体においても同様のことが言える。例えば、ポンプを用いて水を流通させるように構成しても良い。また、圧縮機を用いて冷媒を流通させるように構成しても良い。

【0 0 6 1】

実施の形態 3.

図 1 1 は実施の形態 3 を示す図で、送風装置の騒音低減方法の構成図である。送風ダクト 1 0 内に送風翼 1 a が配置され、吸込空気 5 が送風翼 1 a へ吸い込まれ、送風翼 1 a から吹出空気 6 が吹出される。送風ダクト 1 0 の送風翼 1 a の吸込側と吹出側の壁面に小孔 9 が設けられ、その間を接続ダクト 1 1 で連結する。

【0 0 6 2】

上記のように構成された送風装置において、装置の運転動作を開始すると、送風翼 1 a の誘引作用により送風ダクトの一方から吸込空気 5 が吸い込まれ、吹出空気 6 として送風ダクト 1 0 の外へ吹き出される。

【0 0 6 3】

なお、送風翼 1 a の吹出側と吸込側での圧力の高低関係、送風翼回転数と圧力の関係、筐体内での発生騒音の種類、音波と疎密波の関係、噴流の性質等につい

ては、実施の形態 1 にて説明済みであり、説明を省略する。

【0064】

図 1 1 に示す送風装置においては、実施の形態 2 で示した図 8 とは、熱交換器の有無と、風路を筐体により形成しているか送風ダクトにより形成しているかの違いのみであるため、図のように送風翼 1 a の前後の壁面に小孔 9 を設置し、その間を接続ダクト 1 1 で連結すれば、接続ダクト内を空気が流れ、同様の騒音低減効果を奏することになる。

【0065】

なお、接続ダクト 1 1 は図 1 1 のように送風ダクト 1 0 の外部に設置しても、図 1 2 のように送風ダクト 1 0 の内部に設置してもよい。接続ダクト 1 1 を送風ダクト 1 0 の外部に設置する場合は、既存の送風ダクトの一部を加工するだけで設置することができるためリニューアルに適しており、接続ダクト 1 1 を送風ダクト 1 0 の内部に設置する場合は、送風機ユニットとして小孔 9 及び接続ダクト 1 1 を元々組み込んだ形で製造することができるため、設置スペースもコンパクトになり、コストも安価になるというメリットがある。

【0066】

また、送風翼 1 a は図 1 1 及び図 1 2 においてはプロペラファンであるかのよう図示してあるが、これに限るものではなく、図 1 3 に示すターボファンや図 1 4 に示すシロッコファンであっても良く、小孔 9 と接続ダクト 1 1 を設置できさえすれば、同様の効果を奏する。

【0067】

なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率（一定風路壁面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、開口率は小さい方が望ましい。また、小孔の開口率が大きくなるとバイパスされる風量が大きくなり、損失が大きくなる。その意味からも、開口率は小さい方が望ましい。これらのことから、小孔の開口率は 1 %、2 % といった小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は 1 0 % 以下程度までは許容でき

ると考えられる。

【0068】

また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり確度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は1 mm、2 mmといった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は10 mm以下程度までは許容できると考えられる。

【0069】

また、ここでは送風機1により空気を流通させる場合を例に説明を行ったが、その他の媒体においても同様のことが言える。例えば、ポンプを用いて水を流通させるように構成しても良い。また、圧縮機を用いて冷媒を流通させるように構成しても良い。

【0070】

実施の形態4.

図15及び図16は実施の形態4を示す図で、送風装置の騒音低減方法の構成図である。図に示すように、送風ダクト10内に送風機1が配置され、吸込空気5が送風機1へ吸い込まれ、送風機1から吹出空気6が吹出される。送風ダクト10の壁面に小孔9が設けられている。

【0071】

上記のように構成された送風装置において、装置の運転動作を開始すると、送風機1の誘引作用により送風ダクトの一方から吸込空気5が吸い込まれ、吹出空気6として送風ダクト10の外へ吹き出される。なお、図15は送風機1が送風ダクト10の入口側に位置しており送風機1から吹出空気6までの長さが十分長い場合を、図16は送風機1が送風ダクト10の出口側に位置しており吸込空気5から送風機1までの長さが十分長い場合を示している。

【 0 0 7 2 】

また、送風機 1 の吹出側と吸込側での圧力の高低関係、送風機回転数と圧力の関係、筐体内での発生騒音の種類、音波と疎密波の関係、噴流の性質等については、実施の形態 1 にて説明済みであり、説明を省略する。

【 0 0 7 3 】

図 1 5 に示す送風装置においては、送風機 1 から吹出空気 6 までの長さが十分に長いため、送風ダクト 1 0 内の送風機 1 吹出口近傍の空気圧力と送風ダクト 1 0 の外部空間の圧力（吸込空気の圧力と同程度）との間にはある程度の圧力差が確保されており、送風ダクト 1 0 の送風機 1 吹出口近傍の壁面に小孔 9 を空けるだけで、送風ダクト内から外部空間への小孔 9 を通した流れが形成され、送風機 1 の吹出口方向の騒音が低減される。騒音低減のメカニズムは実施の形態 1 にて説明済みである。

【 0 0 7 4 】

また、図 1 6 に示す送風装置においては、吸込空気 5 から送風機 1 までの長さが十分に長いため、送風ダクト 1 0 内の送風機 1 吸込口近傍の空気圧力と送風ダクト 1 0 の外部空間の圧力（吹出空気の圧力と同程度）との間にはある程度の圧力差が確保されており、送風ダクト 1 0 の送風機 1 吸込口近傍の壁面に小孔 9 を空けるだけで、外部空間から送風ダクト内への小孔を通した流れが形成され、送風機 1 の吸込口方向の騒音が低減される。騒音低減のメカニズムは実施の形態 1 にて説明済みである。

なお、ダクトの長さが十分に長い、とは、ダクトの内外である程度の圧力差が生じ小孔を通した流れが形成できる程度の長さという意味で、送風機の回転数が多く風速が速い場合等は、例え 5 c m 程度の長さであっても圧力差が生じれば十分長い長さといえることができる。

【 0 0 7 5 】

なお、この騒音低減方法において、小孔の開口率（一定風路壁面積に対する小孔の総開口面積で定義）はいくつでも騒音低減効果を発揮するが、理論的には、小孔の開口率が大きくなると、同一騒音低減効果を得るためには、孔を通過させる風速を大きくしなければならず、実機として実現可能な圧力差から考えると、

開口率は小さい方が望ましい。また、小孔の開口率が大きくなるとバイパスされる風量が大きくなり、損失が大きくなる。その意味からも、開口率は小さい方が望ましい。これらのことから、小孔の開口率は1%、2%といった小さい開口率が最も望ましいが、実用的には、小孔の開口率は10%以下程度までは許容できると考えられる。

【0076】

また、この騒音低減方法において、小孔の径はいくつでもよい。しかし、送風機が実現できる圧力には限界があるため、前述の理由から、実用上は小孔の開口面積を同一に保つことが望ましいが、小孔の径が大きい場合、小孔の開口率を同一にするためには、小孔の数を少なくしなければならない。渦は小孔のエッジで発生し、また噴流が噴出した後の広がり確度は一定であるため、小孔の径が大きいと、結果として噴流の影響の及ぶ範囲が小さくなり、騒音低減効果が小さくなってしまう。従って、小孔の径は1mm、2mmといった小さい径が最も望ましいが、実用的には、小孔の径は10mm以下程度までは許容できると考えられる。

【0077】

また、ここでは送風機1により空気を流通させる場合を例に説明を行ったが、その他の媒体においても同様のことが言える。例えば、ポンプを用いて水を流通させるように構成しても良い。また、圧縮機を用いて冷媒を流通させるように構成しても良い。

【0078】

上述の実施の形態では、空気調和装置及び送風装置に本発明を適用して、騒音低減を図ることを説明したが、送風装置を用いた他の機器、例えば掃除機等にも適用できることは、云うまでもない。

【0079】

【発明の効果】

以上説明した通り、この発明に係る空気調和装置は、空気と冷凍サイクルの冷媒との間で熱交換を行う熱交換器と、この熱交換器に送風を行う送風装置と、この送風装置が設置され、音波が伝搬する風路と、送風装置の吹出側と吸込側との

圧力差により、風路に噴流を吹き出す、又は風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、を備えたことにより、数百 Hz 以下の低周波数域において十分な騒音低減効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 実施の形態 1 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す構成図である。

【図 2】 実施の形態 1 を示す図で、小孔による騒音低減の原理を説明する図である。

【図 3】 実施の形態 1 を示す図で、小孔による騒音低減の原理を説明する別の図である。

【図 4】 実施の形態 1 を示す図で、小孔による騒音低減の原理を説明する別の図である。

【図 5】 実施の形態 1 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法による騒音低減効果を示す実験結果である。

【図 6】 実施の形態 1 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

【図 7】 実施の形態 2 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す構成図である。

【図 8】 実施の形態 2 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

【図 9】 実施の形態 2 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

【図 10】 実施の形態 2 を示す図で、空気調和装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

【図 11】 実施の形態 3 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す構成図である。

【図 12】 実施の形態 3 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

【図 13】 実施の形態 3 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の

構成図である。

【図 1 4】 実施の形態 3 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

【図 1 5】 実施の形態 4 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す構成図である。

【図 1 6】 実施の形態 4 を示す図で、送風装置の騒音低減方法を示す別の構成図である。

【符号の説明】

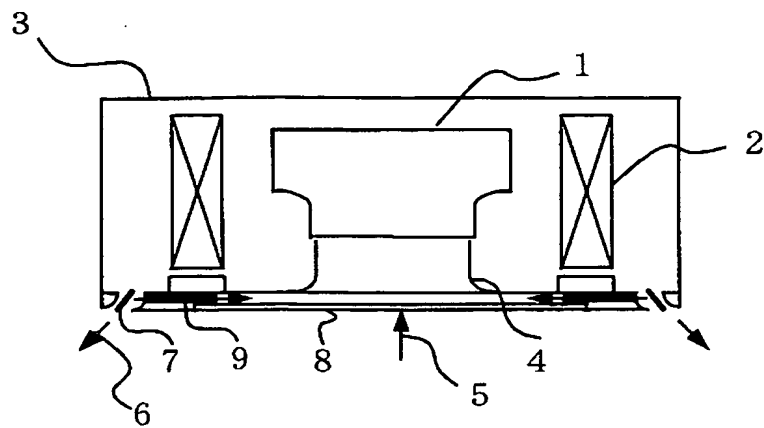
1 送風機、1 a 送風翼、2 熱交換器、3 筐体、4 ガイド部、5 吸込空気、6 吹出空気、7 ルーバー、8 フィルター、9 小孔、1 0 送風ダクト、1 1 接続ダクト。

【書類名】

図面

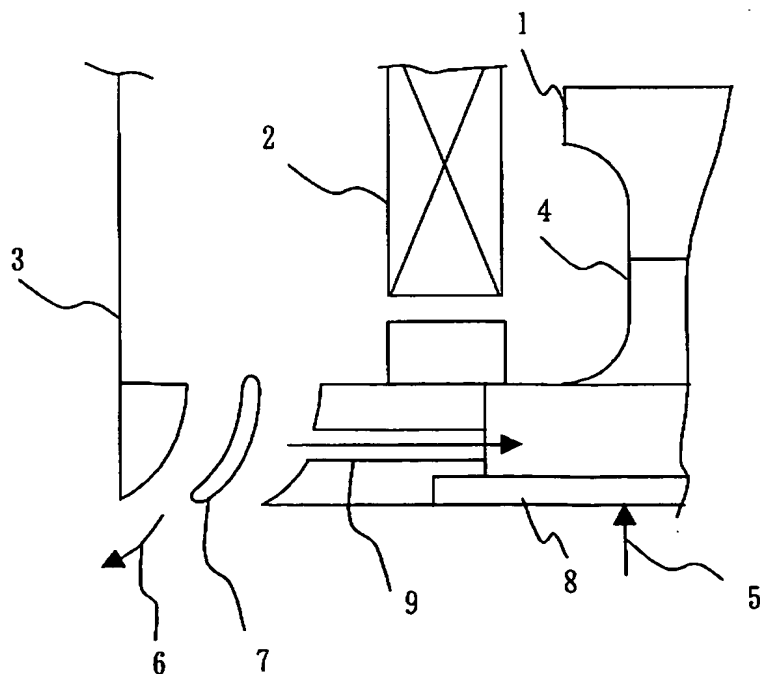
【図 1】

(a)

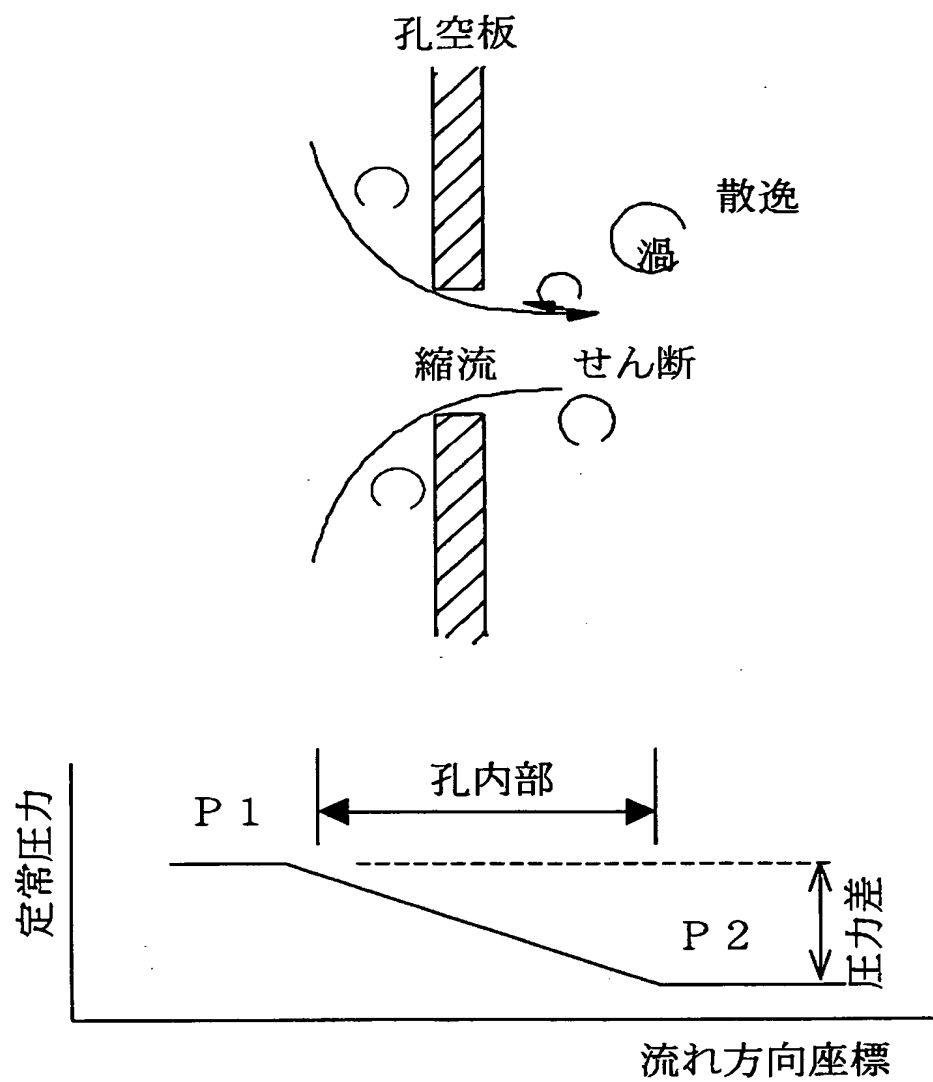


- 1 送風機
- 2 熱交換器
- 3 筐体（天井カセット形）
- 4 ガイド部
- 5 吸込空気
- 6 吹出空気
- 7 ルーバー
- 8 フィルター
- 9 小孔

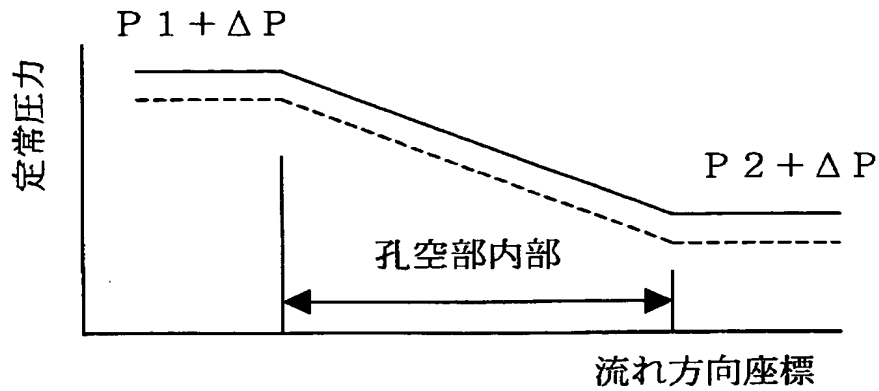
(b)



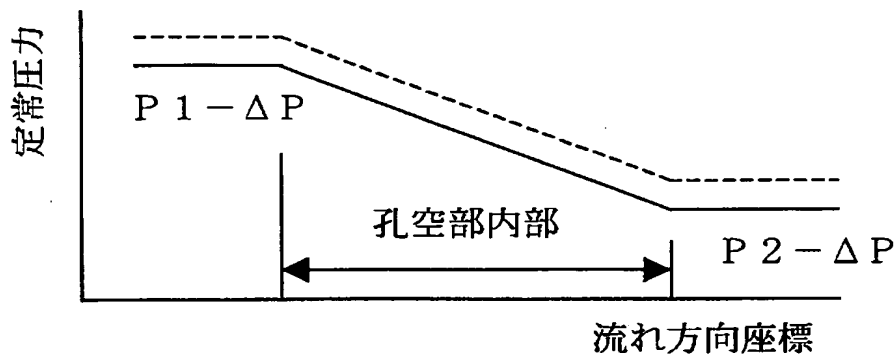
【図 2】



【図 3】

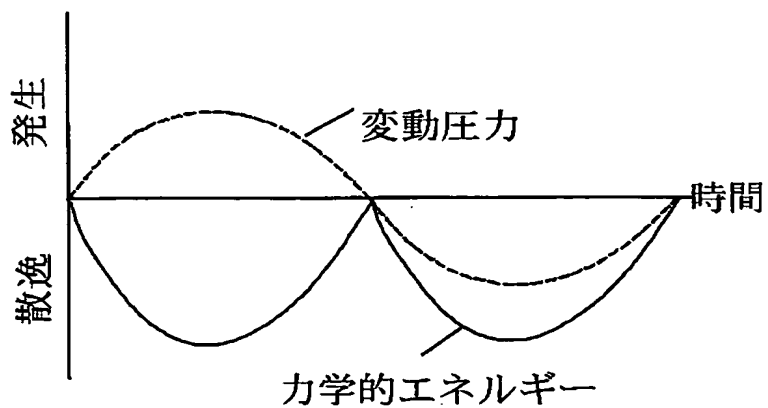


(1) 定常音圧が上昇する場合の圧力分布

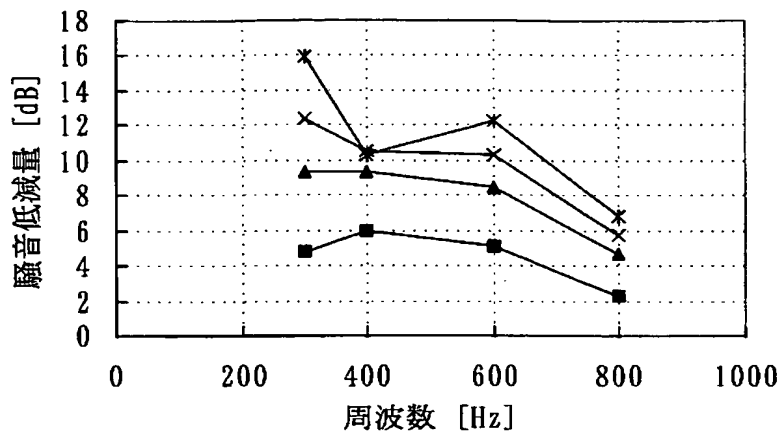


(2) 定常音圧が下降する場合の圧力分布

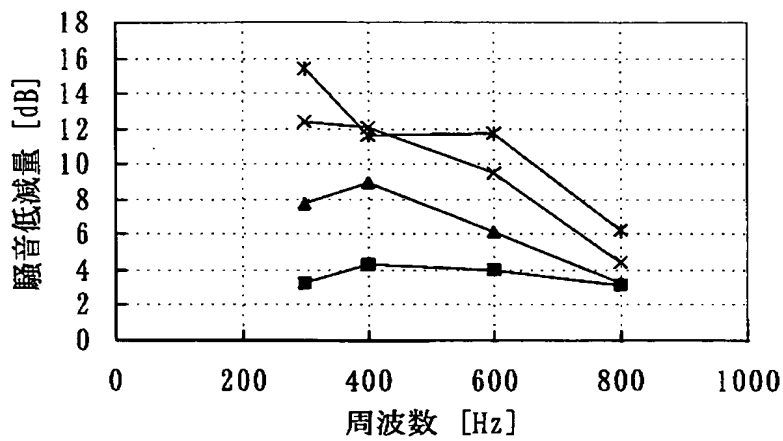
【図 4】



【図 5】

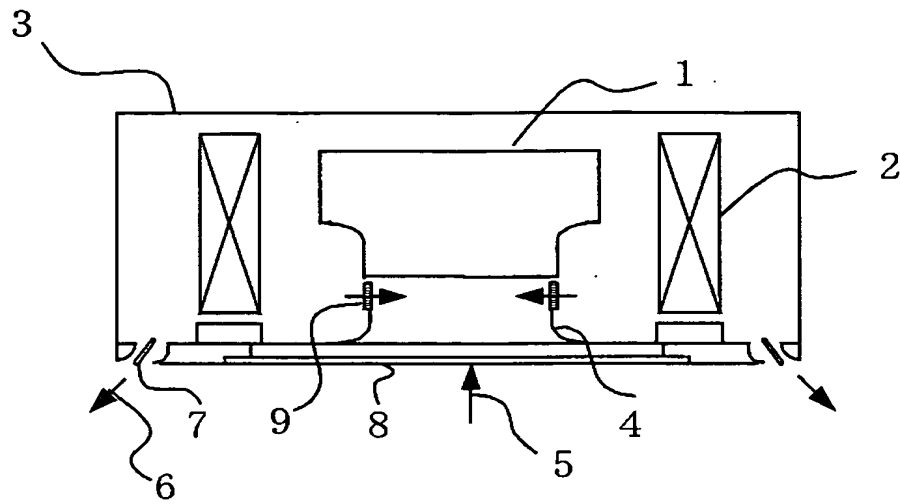


(1) 噴流吹出し時の騒音低減効果



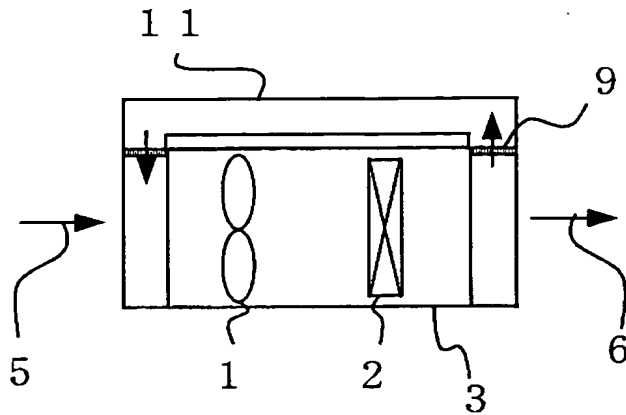
(2) 噴流吸込み時の騒音低減効果

【図 6】



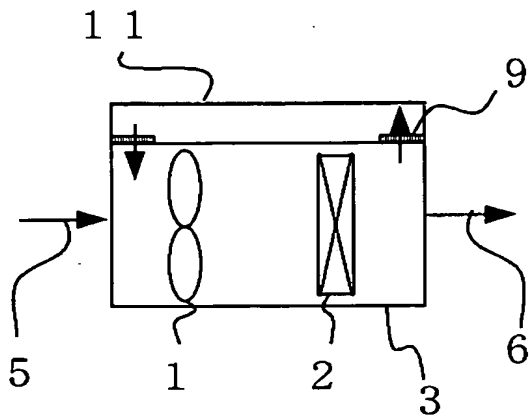
- 1 送風機
- 2 熱交換器
- 3 筐体（天井カセット形）
- 4 ガイド部
- 5 吸込空気
- 6 吹出空気
- 7 ルーバー
- 8 フィルター
- 9 小孔

【図 7】



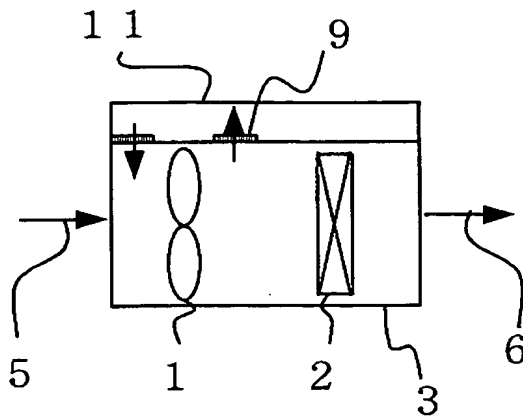
- 1 送風機
- 2 熱交換器
- 3 筐体（天井ビルトイン形）
- 5 吸込空気
- 6 吹出空気
- 9 小孔
- 1 1 接続ダクト

【図 8】



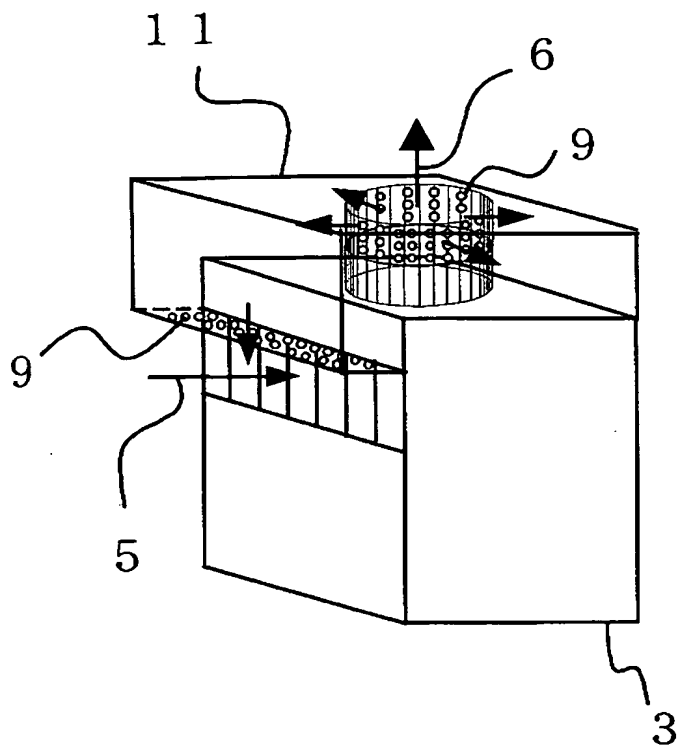
- 1 送風機
- 2 熱交換器
- 3 筐体（天井ビルトイン形）
- 5 吸込空気
- 6 吹出空気
- 9 小孔
- 11 接続ダクト

【図 9】



- 1 送風機
- 2 熱交換器
- 3 筐体（天井ビルトイン形）
- 5 吸込空気
- 6 吹出空気
- 9 小孔
- 1 1 接続ダクト

【図 10】



3 筐体（空調室外機）

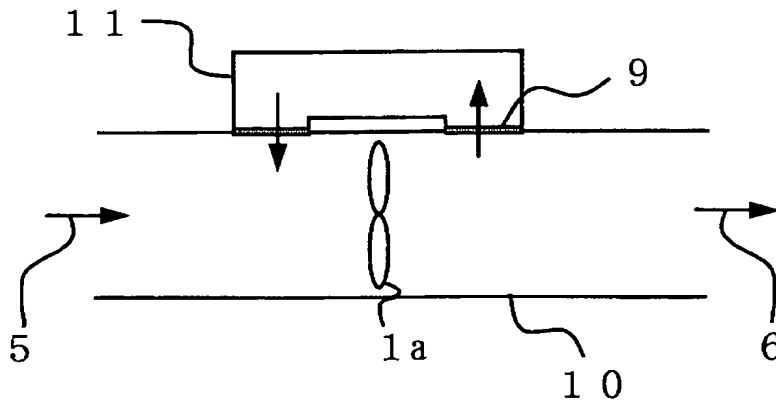
5 吸込空気

6 吹出空気

9 小孔

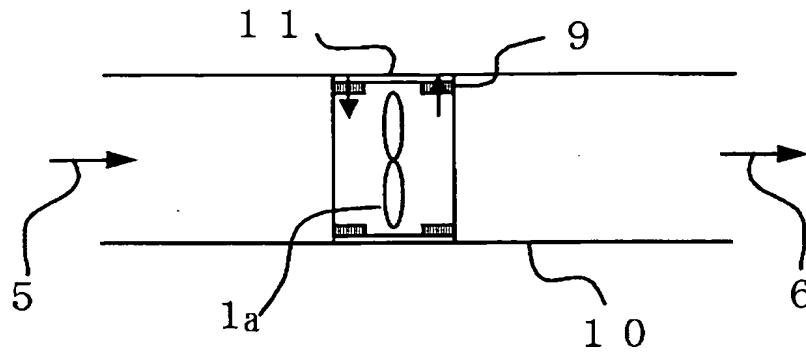
11 接続ダクト

【図 11】



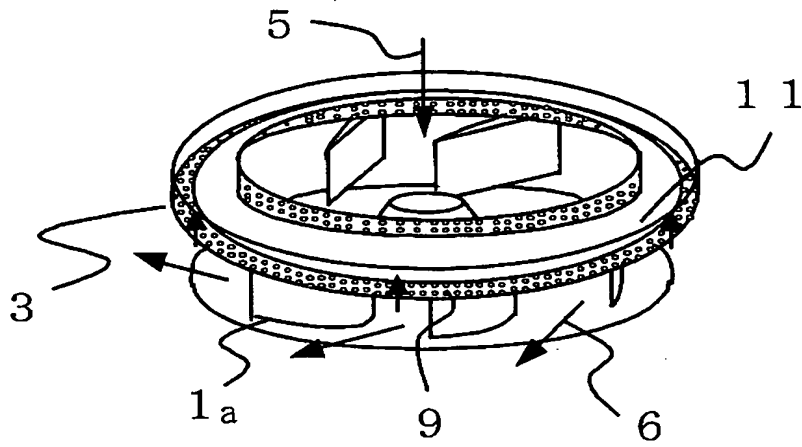
- 1a 送風翼
- 5 吸込空気
- 6 吹出空気
- 9 小孔
- 10 送風ダクト
- 11 接続ダクト

【図 12】



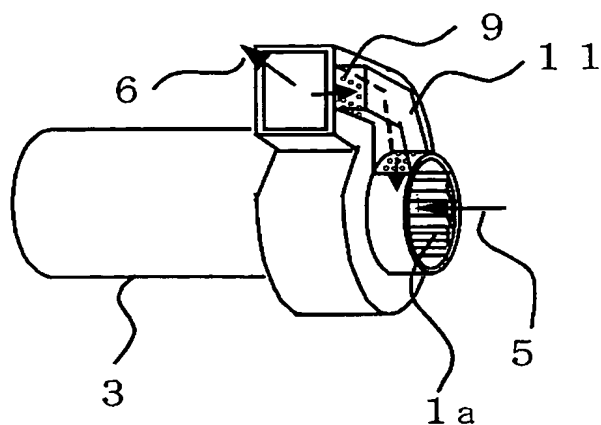
- 1a 送風翼
- 5 吸込空気
- 6 吹出空気
- 9 小孔
- 10 送風ダクト
- 11 接続ダクト

【図 13】



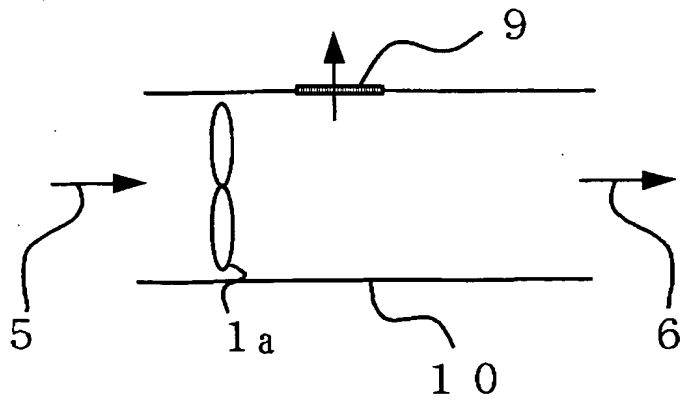
- 1a 送風翼
- 3 筐体
- 5 吸込空気
- 6 吹出空気
- 9 小孔
- 11 接続ダクト

【図 14】



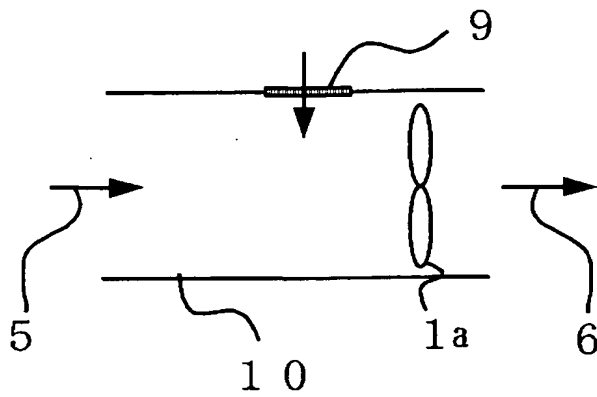
- 1 a 送風翼
- 3 筐体
- 5 吸込空気
- 6 吹出空気
- 9 小孔
- 1 1 接続ダクト

【図 15】



- 1a 送風翼
- 5 吸込空気
- 6 吹出空気
- 9 小孔
- 10 送風ダクト

【図 16】



- 1a 送風翼
- 5 吸込空気
- 6 吹出空気
- 9 小孔
- 10 ダクト

【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 数百 H z 以下の低周波数域において十分な騒音低減効果が得られる空気調和装置を得ること。

【解決手段】 この発明に係る空気調和装置は、空気と冷凍サイクルの冷媒との間で熱交換を行う熱交換器と、この熱交換器に送風を行う送風装置と、この送風装置が設置され、音波が伝搬する風路と、送風装置の吹出側と吸込側との圧力差により、風路に噴流を吹き出す、又は風路から噴流を吸い込む複数の小孔と、を備えたことを特徴とする。

【選択図】 図 1

特願 2 0 0 2 - 2 8 9 6 6 3

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 0 0 6 0 1 3]

1. 変更年月日 1 9 9 0 年 8 月 2 4 日
[変更理由] 新規登録
住 所 東京都千代田区丸の内 2 丁目 2 番 3 号
氏 名 三菱電機株式会社
2. 変更年月日 2 0 0 5 年 1 0 月 2 6 日
[変更理由] 住所変更
住 所 東京都千代田区丸の内 2 丁目 7 番 3 号
氏 名 三菱電機株式会社

特願 2 0 0 2 - 2 8 9 6 6 3

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [5 0 1 1 3 7 5 7 7]

1. 変更年月日 2 0 0 1 年 4 月 4 日
[変更理由] 新規登録
住 所 東京都調布市深大寺東町 7 丁目 4 4 番地 1
氏 名 独立行政法人 航空宇宙技術研究所

2. 変更年月日 2 0 0 5 年 2 月 2 8 日
[変更理由] 名称変更
住 所 東京都調布市深大寺東町 7 丁目 4 4 番地 1
氏 名 独立行政法人航空宇宙技術研究所